

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 08-177436

(43)Date of publication of application : 09.07.1996

(51)Int.Cl.

F01L 13/00

F01L 1/34

F02D 13/02

(21)Application number : 06-321853

(71)Applicant : NISSAN MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 26.12.1994

(72)Inventor : TAKEMURA SHINICHI

GOTO TETSUAKI

YAMADA SHUNJI

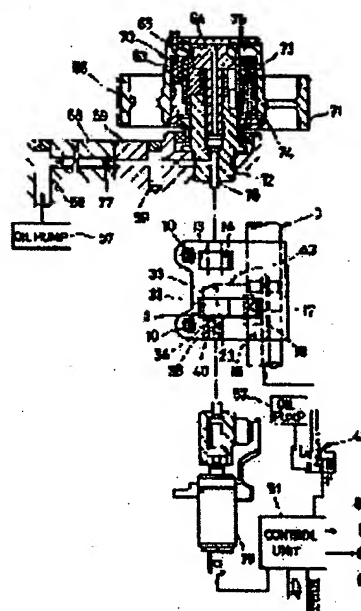
NAKAMURA MAKOTO

(54) VARIABLE VALVE SYSTEM DEVICE OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57)Abstract:

PURPOSE: To avoid malfunction by returning lubricating oil pressure to an initial state at the time when it is excessively lowered and to prevent occurrence of large torque fluctuation as a plural number of variable valve system mechanisms are simultaneously switched over.

CONSTITUTION: A valve lift adjusting mechanism 40 switches a cam to drive a suction valve by connection or disconnection of a main locker arm and a sub locker arm to or from each other to a cam for low speed and a cam for high speed in accordance with a driving condition. A valve timing adjusting mechanism 70 delays or advances opening and closing time of the suction valve by relatively rotating a cam pulley 71 and a camshaft 72 synchronizing with a crankshaft. These switchover is carried out by hydraulic pressure through hydraulic pressure changeover valves 45, 79. At the time when lubricating oil pressure detected by a hydraulic pressure sensor 80 is excessively lowered, the hydraulic pressure changeover valve 79 of the valve timing adjusting mechanism 70 is first switched OFF, and thereafter, the hydraulic pressure changeover valve 45 of the valve lift adjusting mechanism 40 is switched OFF.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 22.09.1999

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3123377

[Date of registration] 27.10.2000

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平8-177436

(43) 公開日 平成 8 年 (1996) 7 月 9 日

(51) Int. Cl. ⁶	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F01L 13/00	301	V		
		Y		
1/34		C		
F02D 13/02		H		

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全14頁)

(21) 出願番号 特願平6-321853
(22) 出願日 平成 6 年 (1994) 12 月 26 日

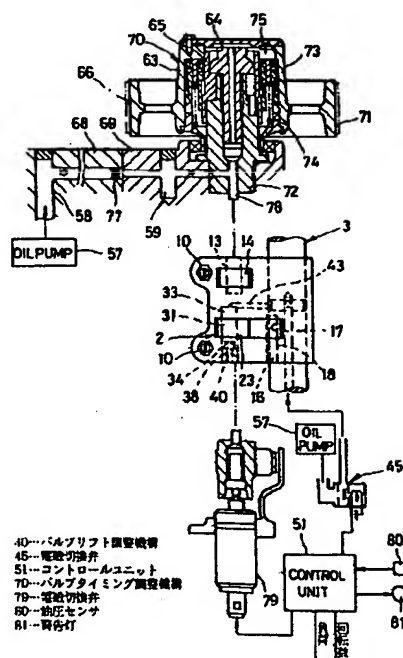
(71) 出願人 000003997
日産自動車株式会社
神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地
(72) 発明者 竹村 信一
神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産
自動車株式会社内
(72) 発明者 後藤 徹朗
神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産
自動車株式会社内
(72) 発明者 山田 俊次
神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産
自動車株式会社内
(74) 代理人 弁理士 志賀 富士弥 (外 2 名)
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 内燃機関の可変動弁装置

(57) 【要約】

【目的】 潤滑油圧が過度に低下した際に初期状態に戻して動作不良を回避するとともに、複数の可変動弁機構が一斉に切り換わって大きなトルク変動が生じないようにする。

【構成】 バルブリフト調整機構 40 は、メインロッカアーム 1 とサブロッカアーム 2 との連結もしくは離脱により吸気弁を駆動するカムを、運転条件に応じて低速型カムと高速型カムとに切り換える。バルブタイミング調整機構 70 は、クランクシャフトに同期するカムプーリ 71 とカムシャフト 72 とを相対回転させ、吸気弁の開閉時期を遅進させる。これらの切換は、油圧切換弁 45、79 を介して油圧によりなされる。油圧センサ 80 が検出する潤滑油圧が過度に低下した際には、バルブタイミング調整機構 70 の油圧切換弁 79 が先に OFF となり、次にバルブリフト調整機構 40 の油圧切換弁 45 が OFF となる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 アクチュエータ部への油圧の供給、停止に応じて吸気弁あるいは排気弁のバルブリフト特性を連続的もしくは段階的に変化させる複数の可変動弁機構と、各可変動弁機構のアクチュエータ部への油圧供給をそれぞれ制御する複数の油圧制御弁と、機関運転条件に応じて各油圧制御弁へ制御信号を出力する制御手段と、内燃機関の潤滑油圧を検出する油圧検出手段と、この検出された油圧が設定油圧より低くなったときに上記油圧制御弁による油圧供給を禁止する油圧供給禁止手段と、を備えてなる内燃機関の可変動弁装置において、複数の可変動弁機構の中で、同一の機関運転条件下で油圧供給されることがある複数の可変動弁機構については、上記設定油圧をそれぞれ異ならせたことを特徴とする内燃機関の可変動弁装置。

【請求項2】 バルブリフト特性が連続的に変化する可変動弁機構の設定油圧を、バルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構の設定油圧よりも高く設定したことを特徴とする請求項1記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項3】 上記のバルブリフト特性が連続的に変化する可変動弁機構の設定油圧より油圧が低い間は、バルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構の油圧停止状態から油圧供給状態への切換を禁止することを特徴とする請求項2記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項4】 上記のバルブリフト特性が連続的に変化する可変動弁機構は、カムシャフトのクランクシャフトに対する位相を変化させるバルブタイミング調整機構であり、上記バルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構は、低速型カムと高速型カムのいずれか一方のリフトを選択的に吸排気弁に伝達するバルブリフト調整機構であることを特徴とする請求項2または3に記載の内燃機関の可変動弁装置。

【請求項5】 吸気弁と排気弁のそれぞれに可変動弁機構が設けられており、排気側の可変動弁機構の設定油圧を、吸気側の可変動弁機構の設定油圧よりも高く設定したことを特徴とする請求項1記載の内燃機関の可変動弁装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 この発明は、内燃機関の吸気弁あるいは排気弁（両者を総称して吸排気弁と記す）のバルブリフト特性を機関運転条件に応じて可変制御する可変動弁装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 内燃機関の動弁装置は、一般にカムリフトをロッカアームやスイングアームを介して吸排気弁に伝達し、バルブスプリングにて閉方向に付勢されている吸排気弁を押し開く構成となっているが、例えば機関の低速域と高速域とではそれぞれ好ましいバルブリフト特

性が異なるので、運転条件によりバルブリフト特性を切り換え得るようにした可変動弁装置が種々提案されている。その一例として、例えば特開昭63-167016号公報等において、カムシャフトにプロファイルの異なる低速型カムと高速型カムとを並設しておき、それぞれに従動する主ロッカアームおよび副ロッカアームを必要に応じて連結状態もしくは離脱状態に切り換えるようにした構成のものが知られている。なお、一般に、高速型カムは低速型カムに比して、カムリフト量および開弁期間の双方が大きく設定されている。

【0003】 また、クランクシャフトに対するカムシャフトの位相を変化させることで、吸排気弁が開閉するバルブタイミングを遅進させるようにしたバルブタイミング調整機構を用いた可変動弁装置も従来から一部で実用化されている。つまり、このものでは、バルブリフト特性の形状は変化せずに、その作動中心角（開時期～閉時期の中心となるクランク角）が変化することになる。

【0004】 そして、さらに、前者のカム切換によるバルブリフト調整機構と後者のバルブタイミング調整機構とを組み合わせた可変動弁装置も提案されている。両者を組み合わせることにより、バルブリフトを大小変化させることができると同時に、開時期および閉時期を可変制御でき、各運転条件下での要求に一層適合させることができる。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】 上記のバルブリフト調整機構やバルブタイミング調整機構のような可変動弁機構は、一般に、油圧駆動式の構成となっており、アクチュエータ部へ内燃機関の潤滑油圧を供給あるいは停止することにより切り換えられる。

【0006】 ところで、潤滑油の温度が過度に高温となると、潤滑油の粘度が低下し、アクチュエータ部へ供給される油圧が低下して、正常な動作が保証されない可能性がある。そこで、潤滑油の油圧が所定の油圧より低くなった場合には、可変動弁機構への油圧供給を禁止し、可変動弁機構を運転条件に拘わらず初期状態に保つようにすることが提案されている（例えば特公平5-2408号公報）。

【0007】 しかしながら、上記のバルブリフト調整機構やバルブタイミング調整機構のような可変動弁機構を複数備えている内燃機関において、油圧低下に伴って各可変動弁機構への油圧供給を急に停止したとすると、全体として非常に大きなトルク変化が発生し、運転者に違和感を与える虞れがあった。

【0008】 特に、高速型カムと低速型カムの切換等によりバルブリフト特性を段階的に変化させる機構が不意に切り換えると、トルクに段差感が発生してしまう。

【0009】

【課題を解決するための手段】 そこで、この発明は、アクチュエータ部への油圧の供給、停止に応じて吸気弁あ

10

20

30

40

50

るいは排気弁のバルブリフト特性を連続的もしくは段階的に変化させる複数の可変動弁機構と、各可変動弁機構のアクチュエータ部への油圧供給をそれぞれ制御する複数の油圧制御弁と、機関運転条件に応じて各油圧制御弁へ制御信号を出力する制御手段と、内燃機関の潤滑油圧を検出する油圧検出手段と、この検出された油圧が設定油圧より低くなったときに上記油圧制御弁による油圧供給を禁止する油圧供給禁止手段と、を備えてなる内燃機関の可変動弁装置において、複数の可変動弁機構の中で、同一の機関運転条件下で油圧供給されることがある複数の可変動弁機構については、上記設定油圧をそれぞれ異ならせたことを特徴としている。

【0010】特に請求項2の発明では、バルブリフト特性が連続的に変化する可変動弁機構の設定油圧を、バルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構の設定油圧よりも高く設定した。

【0011】また請求項3の発明では、上記のバルブリフト特性が連続的に変化する可変動弁機構の設定油圧より油圧が低い間は、バルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構の油圧停止状態から油圧供給状態への切

【0012】請求項4のように、上記のバルブリフト特性が連続的に変化する可変動弁機構は、例えばカムシャフトのクランクシャフトに対する位相を変化させるバルブタイミング調整機構であり、上記バルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構は、例えば低速型カムと高速型カムのいずれか一方のリフトを吸排気弁に伝達するバルブリフト調整機構である。

【0013】また請求項5の発明では、吸気弁と排気弁のそれぞれに可変動弁機構が設けられており、排気側の可変動弁機構の設定油圧を、吸気側の可変動弁機構の設定油圧よりも高く設定した。

【0014】

【作用】請求項1の構成では、各可変動弁機構のアクチュエータ部へ油圧が供給されているときに、潤滑油圧が過度に低下すると、各可変動弁機構への油圧供給が禁止され、バルブリフト特性が変化することになるが、油圧供給を禁止する設定油圧が互いに異なるので、油圧供給禁止が各可変動弁機構で順次実行される。換言すれば、複数の可変動弁機構が油圧低下に伴って一斉に切り換わることがなく、トルク変化が緩和される。

【0015】特に請求項2の発明では、油圧低下時に、まず始めに、バルブリフト特性が連続的に変化する可変動弁機構への油圧供給が断たれ、次に、バルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構への油圧供給が断たれる。バルブリフト特性が変化すると、内燃機関の出力は低下するので、油圧低下が油温の上昇に起因するものであれば、最初の可変動弁機構への油圧供給停止により油温が低下し、油圧が回復する可能性がある。このように油圧が回復すれば、バルブリフト特性が段階的に変化

する可変動弁機構の切替は回避される。

【0016】また請求項3の発明では、前者のバルブリフト特性が連続的に変化する可変動弁機構への油圧停止がなされた段階で、後者のバルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構へ油圧が供給されていない場合には、運転条件が変化しても、油圧供給が開始されることがない。

【0017】請求項4のバルブタイミング調整機構は、カムシャフトのクランクシャフトに対する位相を変化させることにより、バルブリフト特性を段階的に変化させる。そして、バルブリフト調整機構は、低速型カムと高速型カムのいずれか一方のリフトを選択的に吸排気弁に伝達することにより、バルブリフト特性を段階的に変化させる。

【0018】また請求項5の発明では、油圧低下時に、まず始めに、トルクへの影響が小さい排気側の可変動弁機構への油圧供給が断たれ、次に、吸気側の可変動弁機構への油圧供給が断たれる。

【0019】

【実施例】以下、この発明の一実施例を図面に基づいて詳細に説明する。

【0020】図1は、吸気弁9側に可変動弁機構としてバルブリフト調整機構40とバルブタイミング調整機構70とを設けた可変動弁装置の一実施例を示している。

【0021】まず、バルブリフト調整機構40について説明する。図2、図3にも示すように、各気筒には一对の吸気弁9に対応して一つのメインロッカアーム1が設けられている。メインロッカアーム1の基端は各気筒に共通なメインロッカシャフト3を介してシリンダヘッド69に揺動自在に支持されている。メインロッカアーム1の先端には各吸気弁9のステム頂部に当接するアジャストスクリュー10がナット11を介して締結されている。

【0022】メインロッカアーム1には、シャフト13にニードルベアリングを介してローラ14が回転自在に支持されており、このローラ14に低速型カム21が当接するようになっている。

【0023】メインロッカアーム1は平面図上ほぼ矩形に形成されており、ローラ14と並んで形成された開口部にサブロッカアーム2が設けられている。このサブロッカアーム2の基端はサブロッカシャフト16を介してメインロッカアーム1に相対回転可能に連結されている。サブロッカシャフト16はサブロッカアーム2に形成された穴17に摺動可能に嵌合する一方、メインロッカアーム1に形成された穴18に圧入されている。

【0024】サブロッカアーム2は吸気弁9に当接する部位を持たず、図3に示すように、その先端には高速型カム22に摺接するカムフォロア部23が円弧状に突出して形成され、その下側にはこのカムフォロア部23を高速型カム22に押し付けるロストモーションスプリン

グ25が介装されている。

【0025】メインロッカアーム1にはサブロッカアーム2の直下に位置してロストモーションスプリング25を支持する円柱状の凹部26が一体形成される。コイル状のロストモーションスプリング25の下端は凹部26の底面26aに着座し、その上端は凹部26に摺動自在に嵌合するリテーナ27を介してサブロッカアーム2に一体形成された凸部28に当接する。

【0026】低速型カム21と高速型カム22はそれぞれ共通のカムシャフト72に一体形成され、エンジンの低回転時と高回転時において要求されるバルブリフト特性を満足するように異なる形状（大きさが異なる相似形も含む）に形成されている。この実施例では、図5に示すように、高速型カム22は低速型カム21と比べ、バルブリフト量と作動角（開弁期間）を共に大きくしたプロフィールを有している。

【0027】両ロッカアーム1、2を適宜に連結させるために、メインロッカアーム1とサブロッカアーム2に渡ってプランジャ33、31、34が摺動自在に嵌合されている。アクチュエータ部となるプランジャ33の背後には油圧通路43が接続されており、プランジャ34の背後にはリターンズスプリング38が配設されている。

【0028】油圧通路43から導かれる作動油圧が低いと、リターンズスプリング38の付勢力によりプランジャ33、31がサブロッカアーム2とメインロッカアーム1にそれぞれ収まって両者の揺動を拘束しない。つまり、両者が離脱状態となる。一方、油圧通路43から導かれる作動油圧が上昇すると、プランジャ33、31がリターンズスプリング38を圧縮しながら摺動して、メインロッカアーム1とサブロッカアーム2に渡って嵌合することにより両者が一体となって揺動する。

【0029】油圧通路43はメインロッカアーム1およびメインロッカシャフト3の内部を通して設けられており、電磁切換弁45を介してオイルポンプ57の吐出油圧が所定の高回転時にのみ導かれるようになっている。

【0030】次に、バルブタイミング調整機構70について説明する。バルブタイミング調整機構70は、カムシャフト72とカムブリー71の間に設けられ、運転条件に応じて両者の位相を変化させ、吸気弁9の開閉時期を変えるようになっている。カムブリー71はタイミングベルト66を介してクランクシャフト（図示せず）からの回転力が伝達される。

【0031】図4にも示すように、カムシャフト72の端部には筒形のインナハウジング65がボルト64を介して固定されている。インナハウジング65の外周に回転可能に嵌合する筒形のアウトハウジング63が設けられており、該アウトハウジング63にカムブリー71が一体形成されている。

【0032】インナハウジング65とアウトハウジング63の間にはリング状のヘリカルギア73が介装されて

いる。ヘリカルギア73は、内外周にヘリカルスプラインがそれぞれ形成されており、各ヘリカルスプラインがインナハウジング65の外周とアウトハウジング63の内周と噛合い、ヘリカルギア73が軸方向に移動すると、アウトハウジング63に対してインナハウジング65が相対回転し、カムブリー71に対するカムシャフト72の位相が変化するようになっている。

【0033】アクチュエータ部となるインナハウジング65とアウトハウジング63とヘリカルギア73の間には油圧室75が画成されている。油圧室75に導かれる油圧力が所定値を越えて上昇すると、ヘリカルギア73が初期位置からリターンズスプリング74に抗して軸方向に移動することにより、カムシャフト72は吸気弁9の開閉時期を進角させる方向に回転するようになっている。

【0034】すなわち、ヘリカルギア73が初期位置にあるときは、図5の上段および下段に示すように、吸気弁9の開閉時期が相対的に遅く、またヘリカルギア73が最大に変位したときは、図5の中段に示すように、吸気弁9の開閉時期が相対的に早まる。

【0035】油圧室75には、カムシャフト72の内部に形成された軸孔78と、シリンダヘッド69に形成されたオイルギャラリ59と、オリフィス77と、シリンダブロック68に形成されたメインギャラリ58を介して、オイルポンプ57からの吐出油圧が導入される。

【0036】そして、この油圧を適宜に開放するため、カムシャフト72の他端に、エンジン運転条件に応じて開閉制御される電磁切換弁79が設けられている。電磁切換弁79は非通電時に図のように軸孔78を開いて油圧室75に導かれる油圧を低下させ、通電時には軸孔78を閉塞して油圧室75に導かれる油圧を高めるようになっている。

【0037】バルブリフト調整機構40とバルブタイミング調整機構70の制御手段として、電磁切換弁45と電磁切換弁79の通電を制御するコントロールユニット51が設けられている。

【0038】コントロールユニット51は、エンジン回転信号、エンジン負荷信号をはじめ、冷却水温信号、過給機による吸気の過給圧力信号、潤滑油温等が入力され、これらの検出値に基づいてエンジントルクの急激な変動を抑えつつ、バルブリフト特性の切り換えを円滑に行うようになっている。

【0039】また、内燃機関の潤滑系統の適宜位置に、潤滑油圧を検出する油圧センサ80が設けられており、その検出信号が上記コントロールユニット51に入力されている。なお、潤滑油圧をこのように直接に検出せずに、他のパラメータから間接的に推定するようにしてもよい。

【0040】さらに、油圧低下時に運転者に注意を喚起するために、警告灯81が設けられている。

【0041】次に、上記実施例の作用について説明する。

【0042】図5は、機関運転条件に対するバルブリフト調整機構40とバルブタイミング調整機構70の制御状態を示す説明図であり、図示するように、機関高速域では、バルブリフト調整機構40が高速型カム22を選択し、バルブタイミング調整機構70が開閉時期を遅れ側に制御する。これによりバルブオーバーラップが大となる。なお、バルブリフト調整機構40の電磁切換弁45のONが高速型カム22に、OFFが低速型カム21にそれぞれ対応する。またバルブタイミング調整機構70の電磁切換弁79のONが開閉時期の進み側に、OFFが遅れ側に、それぞれ対応する。つまり、機関高速域では、電磁切換弁45がON、電磁切換弁79がOFFとなる。

【0043】また機関低速域で、かつ高負荷側の領域では、電磁切換弁45がOFF、電磁切換弁79がONとなり、低速型カム21で、かつ開閉時期が進み側となる。

【0044】さらに機関低速域で、かつ低負荷側の領域では、両電磁切換弁45、79がOFFとなり、低速型カム21で、かつ開閉時期が遅れ側となる。

【0045】このような電磁切換弁45、79のON、OFF制御は、上記コントロールユニット51に予め与えられた制御マップを参照して、機関運転条件つまり機関の負荷と回転数とに基づいて行われる。なお、電磁切換弁45と電磁切換弁79とは、それぞれ個別の制御マップに基づいて制御されるので、図5の大まかな分類では、両者が同時にONとなることがないように示されているが、実際には、そのON領域が一部で重複しており、両者が同時にONとなり得る。

【0046】一方、コントロールユニット51においては、油圧センサ80の検出油圧に基づいて、常に潤滑油圧が過度に低下していないかどうか監視している。そして、油圧が設定油圧より低い場合には、警告灯81を点灯するとともに、電磁切換弁45、79のON作動を禁止するようになっている。

【0047】図6および図7に示すフローチャートは、具体的な制御の流れを示すもので、図6のメインフローチャートのステップ1で機関の負荷や回転数に代表される機関運転条件を読み込み、かつステップ2で、バルブタイミング調整機構70つまり電磁切換弁79のON領域であるか否かを判定する。ここで、ON領域外であれば、ステップ3へ進み、電磁切換弁79をOFFとする。一方、ON領域であれば、ステップ4へ進み、油圧に基づく第1許可フラグFTの状態を判定する。この許可フラグFTは、「1」が電磁切換弁79のONを許可した状態を示し、「0」がONを禁止した状態を示す。従って、ステップ4で許可フラグFTが「1」の場合に限り、ステップ5へ進んで電磁切換弁79をONとす

る。許可フラグFTが「0」の場合には、ステップ3へ進んで、電磁切換弁79をOFFとする。同様に、ステップ6で、機関運転条件が、バルブリフト調整機構40つまり電磁切換弁45のON領域であるか否かを判定し、ON領域であれば、第2許可フラグFLがON許可状態を示す「1」であることを条件として電磁切換弁45をONとする（ステップ8、ステップ9）。それ以外の場合は、ステップ7で電磁切換弁45をOFFとする。

【0048】許可フラグFT、FLは図7のフローチャートに従って設定される。すなわち、ステップ11で油圧センサ80が検出した油圧Pを読み込み、これを第1設定油圧P1および第2設定油圧P2とステップ12およびステップ16でそれぞれ比較する。実際の油圧Pが第1設定油圧P1より高い場合には、第1許可フラグFTを「1」とする（ステップ13）。そして、第1設定油圧P1以下の場合には、第1許可フラグFTを「0」とする（ステップ14）とともに、油圧低下を報知するために警告灯81を点灯する（ステップ15）。同様に、実際の油圧Pが第2設定油圧P2より高い場合には、第2許可フラグFLを「1」とし（ステップ17）、第2設定油圧P2以下の場合には、第2許可フラグFLを「0」とする（ステップ18）。ここで、バルブタイミング調整機構70つまり電磁切換弁79のON禁止油圧となる第1設定油圧P1は、バルブリフト調整機構40つまり電磁切換弁45のON禁止油圧となる第2設定油圧P2よりも高く設定されている。

【0049】従って、この実施例においては、潤滑油温の上昇等により油圧が過度に低下した際に、まず始めに電磁切換弁79がOFF状態に戻り、次に電磁切換弁45がOFF状態に戻る。従って、2つの可変動弁機構つまりバルブタイミング調整機構70とバルブリフト調整機構40とが同時に切り換わずに、若干の時間差が与えられるので、トルク変動が緩和される。

【0050】また前者のバルブタイミング調整機構70がOFFとなってバルブリフト特性が変化することに伴って内燃機関の出力が抑制され、潤滑油のそれ以上の油温上昇が防止される。さらには、潤滑油温の低下が促進される。従って、油圧低下が油温上昇に起因している場合には、バルブタイミング調整機構70の電磁切換弁79がOFFとなった段階で油圧が回復する可能性があり、バルブリフト調整機構40の電磁切換弁45のOFF作動を回避できる可能性がある。特に、バルブリフト特性が連続的に変化するバルブタイミング調整機構70の方が先にOFFとなるので、急激なトルク変化を一層緩和でき、トルク変化が相対的に大きいバルブリフト調整機構40の切換を極力回避することができるのである。

【0051】また図8は、許可フラグFT、FLの設定の異なる実施例を示す。この実施例では、ステップ21で油圧センサ80が検出した油圧Pを読み込み、これを

ステップ22で第1設定油圧P1と比較する。なお、この実施例でも、電磁切換弁79のON禁止油圧となる第1設定油圧P1の方が、電磁切換弁45のON禁止油圧となる第2設定油圧P2よりも高く設定されている。実際の油圧Pが第1設定油圧P1より高い場合には、ステップ23へ進み、第1許可フラグFTおよび第2許可フラグFLを「1」とする。第1設定油圧P1以下の場合には、ステップ24で第1許可フラグFTを「0」とし、かつステップ25で警告灯81を点灯する。そして、ステップ26で、機関運転条件が、バルブリフト調整機構40つまり電磁切換弁45のOFF領域であるか否か判定し、OFF領域であれば、ステップ27で第2許可フラグFLを「0」とする。OFF領域外つまりON領域であれば、ステップ28でさらに油圧Pと第2設定油圧P2とを比較し、第2設定油圧P2以下の場合には、ステップ27で第2許可フラグFLを「0」とする。

【0052】従って、この実施例においては、潤滑油圧が異常に低下した際に、 $P1 \geq P$ となった段階でバルブリフト調整機構70の電磁切換弁79が直ちにOFF状態に戻り、内燃機関の出力が抑制される。そして、バルブリフト調整機構40の電磁切換弁45は、 $P1 \geq P > P2$ の間は、運転条件がON領域を外れない限り、ON状態に保持され、かつ一旦OFF領域となれば、OFF状態に固定される。そのため、高速走行中に不意に内燃機関のトルクが急激に低下して違和感を与えるようなことがない。また、OFFからONへの切換が禁止されるため、その後、 $P2 \geq P$ となった時点で強制的にONからOFFへ切り換えられる可能性が少なくなり、意図しないトルク変化を極力防止できる。

【0053】以上、この発明を、吸気側に2つの可変動弁機構を備えた内燃機関に適用した場合の実施例について説明したが、この発明は、さらに多数の可変動弁機構を備えた内燃機関にも適用できる。なお、3つ以上の可変動弁機構を備えている場合には、その中で、同一の運転条件下で同時にON作動する可能性のあるものについてのみ、設定油圧を異ならせればよい。

【0054】また、この発明は、吸気側と排気側のそれぞれに可変動弁機構を設けた場合にも適用できる。図9および図10のフローチャートは、吸気側と排気側の双方に可変動弁機構を設けた場合の制御の一例を示している。図9は、吸気側可変動弁機構の電磁切換弁と排気側可変動弁機構の電磁切換弁のON、OFFを制御するメインフローチャートであり、前述した図6のフローチャートと略同様に、吸気側および排気側のON領域の判定(ステップ32およびステップ36)と、吸気側許可フラグFiおよび排気側許可フラグFeの判定(ステップ34およびステップ38)に基づいて、各電磁切換弁のON、OFFを決定している。

【0055】図10は、許可フラグFi、Feを設定す

る図7と略同様のフローチャートであり、ステップ41で油圧センサ80が検出した油圧Pを読み込み、これを排気側設定油圧Peおよび吸気側設定油圧Piとステップ42およびステップ46でそれぞれ比較する。実際の油圧Pが排気側設定油圧Peより高い場合には、排気側許可フラグFeを「1」とし(ステップ43)、排気側設定油圧Pe以下の場合には、排気側許可フラグFeを「0」とするとともに、警告灯81を点灯する(ステップ44、45)。同様に、実際の油圧Pが吸気側設定油圧Piより高い場合には、吸気側許可フラグFiを「1」とし(ステップ47)、吸気側設定油圧Pi以下の場合には、吸気側許可フラグFiを「0」とする(ステップ48)。ここで、排気弁側の可変動弁機構のON禁止油圧となる排気側設定油圧Peは、吸気弁側可変動弁機構のON禁止油圧となる吸気側設定油圧Piよりも高く設定されている。

【0056】従って、この実施例においては、潤滑油圧が異常に低下した際に、まず始めに排気側可変動弁機構がOFF状態に戻り、次に吸気側可変動弁機構がOFF状態に戻る。そのため、内燃機関の出力が抑制され、潤滑油の油圧低下の原因となる油温上昇が防止される。そして、この際に、排気側の可変動弁機構と吸気側の可変動弁機構とが同時に切り換わずに、若干の時間差が与えられるので、トルク変動が緩和される。特に、トルクへの影響が小さい排気弁側が先にOFF状態に切り換わるので、運転者に与える違和感が小さくなる。

【0057】また図11は、許可フラグFi、Feの設定の異なる実施例を示す。この実施例は、前述した図8に類似したものであって、ステップ51で油圧センサ80が検出した油圧Pを読み込み、これをステップ52で排気側設定油圧Peと比較する。なお、この実施例でも、排気弁側の可変動弁機構のON禁止油圧となる排気側設定油圧Peの方が、吸気弁側可変動弁機構のON禁止油圧となる吸気側設定油圧Piよりも高く設定されている。実際の油圧Pが排気側設定油圧Peより高い場合には、ステップ53へ進み、排気側許可フラグFeおよび吸気側許可フラグFiを「1」とする。排気側設定油圧Pe以下の場合には、ステップ54で排気側許可フラグFeを「0」とし、かつステップ55で警告灯81を点灯する。そして、ステップ56で、機関運転条件が、吸気側可変動弁機構の電磁切換弁のOFF領域であるか否か判定し、OFF領域であれば、ステップ57で吸気側許可フラグFiを「0」とする。OFF領域外つまりON領域であれば、ステップ58でさらに油圧Pと吸気側設定油圧Piとを比較し、吸気側設定油圧Pi以下の場合には、ステップ57で吸気側許可フラグFiを「0」とする。

【0058】従って、この実施例においては、潤滑油圧が異常に低下した際に、 $Pe \geq P$ となった段階でトルク変化の比較的小さい排気側可変動弁機構が直ちにOFF

状態に戻り、内燃機関の出力が抑制される。そして、吸気側の可変動弁機構は、 $P_e \geq P > P_i$ の間は、運転条件が該吸気側可変動弁機構のON領域を外れない限り、ON状態に保持され、かつ一旦OFF領域となれば、OFF状態に固定される。そのため、高速走行中に不意に内燃機関のトルクが急激に低下して違和感を与えるようなことがない。また、OFFからONへの切換が禁止されるため、その後、 $P_i \geq P$ となった時点で強制的にONからOFFへ切り換えられる可能性が少なくなり、意図しないトルク変化を極力防止できる。

【0059】

【発明の効果】以上の説明で明らかなように、この発明によれば、潤滑油圧が過度に低下した際に、可変動弁機構を初期状態に戻し、油圧不足による作動不良を防止できる。そして、その際に、複数の可変動弁機構が油圧に基づいて一斉に切り換わることがなく、順次切り換わるので、トルク変化を緩和することができる。

【0060】特に、請求項2の発明によれば、バルブリフト特性が連続的に変化する可変動弁機構が優先的に切り換わり、バルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構が後から切り換わるので、トルク変化を一層緩やかにできる。また出力の低下により、油圧が回復する可能性があり、バルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構の切換を極力回避できる。

【0061】また請求項3の発明によれば、バルブリフト特性が段階的に変化する可変動弁機構への油圧供給が禁止されるため、その後の意図しない切換が未然に防止される。

【0062】特に、請求項4のように低速型カムと高速型カムとの切換によりバルブリフト特性を変化させる機構を具備するものでは、該機構の油圧低下に伴う切換を

極力回避することにより、急激なトルク変動を防止できる。

【0063】また請求項5の発明では、トルクへの影響が小さい排気弁側が先に切り換えられるため、トルク変動を抑制できる。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明に係る可変動弁装置の一実施例を示す構成説明図。

【図2】そのロッカアーム部分の拡大平面図。

【図3】同じくロッカアーム部分の断面図。

【図4】バルブタイミング調整機構の断面図。

【図5】この実施例のバルブリフト特性図。

【図6】機関運転条件による各可変動弁機構の制御の流れを示すフローチャート。

【図7】油圧に基づいて許可フラグを設定する処理を示すフローチャート。

【図8】異なる実施例を示すフローチャート。

【図9】吸気弁側と排気弁側の双方に可変動弁機構を備えている場合の実施例を示すフローチャート。

【図10】油圧に基づいて吸気側および排気側の許可フラグを設定する処理を示すフローチャート。

【図11】吸気側および排気側の許可フラグの設定の異なる実施例を示すフローチャート。

【符号の説明】

40…バルブリフト調整機構

45…電磁切換弁

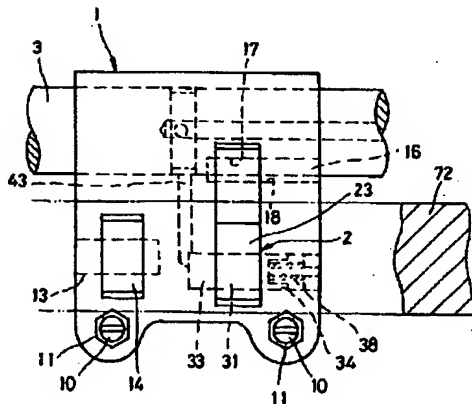
51…コントロールユニット

70…バルブタイミング調整機構

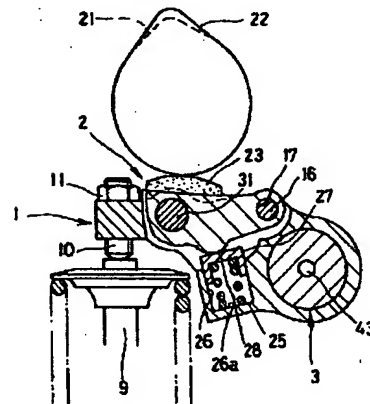
79…電磁切換弁

80…油圧センサ

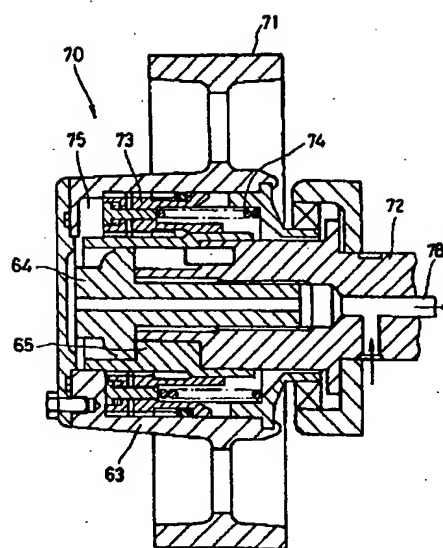
【図2】



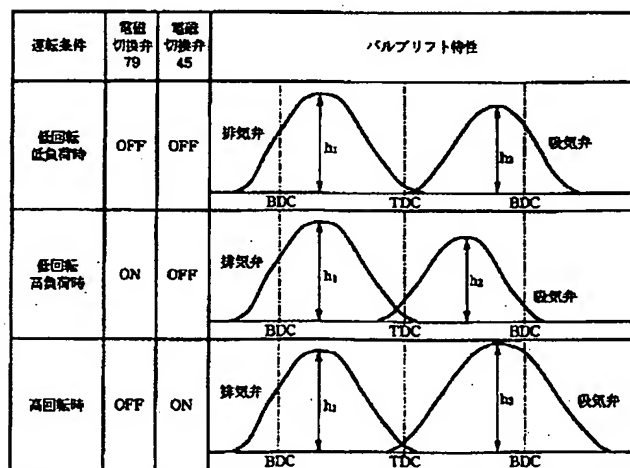
【図3】



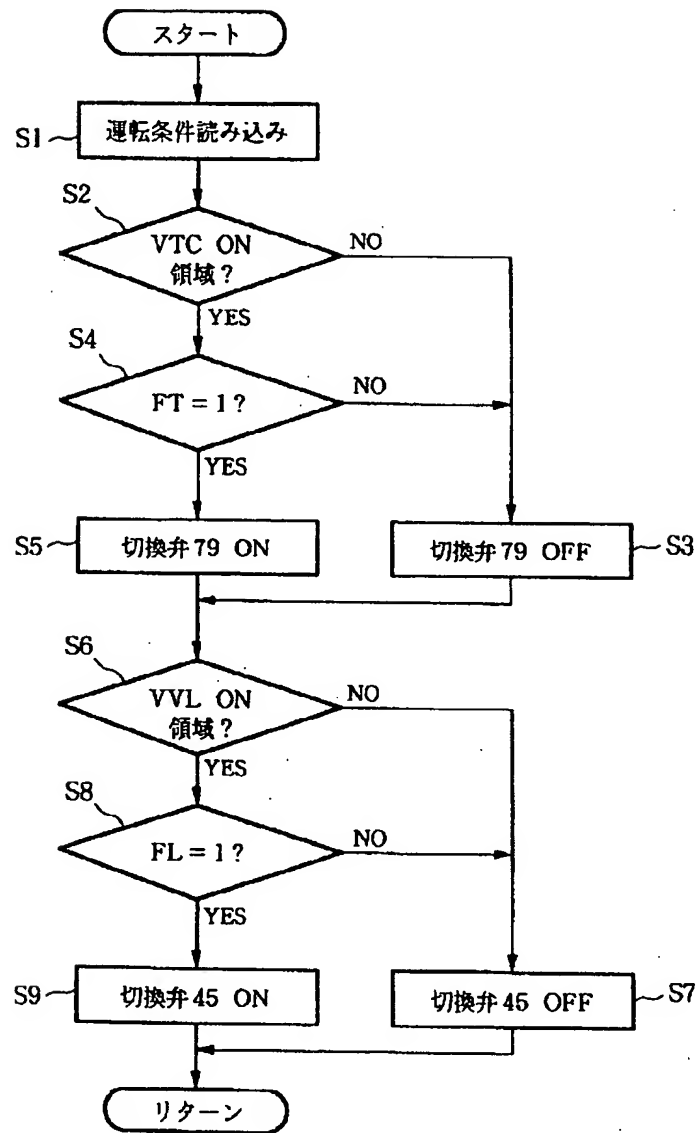
【図 4】



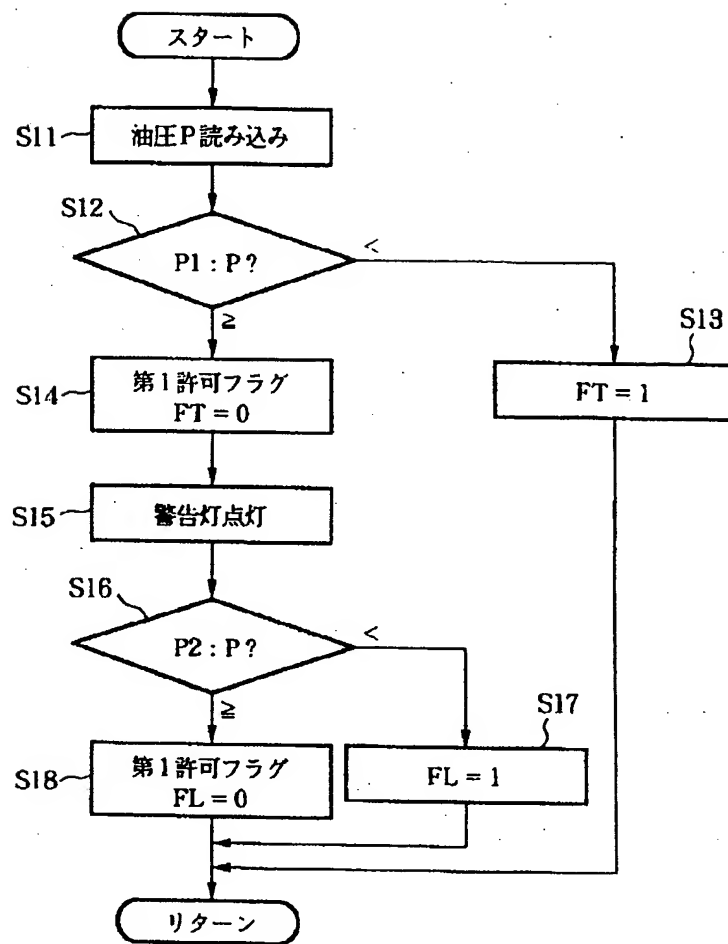
【図 5】



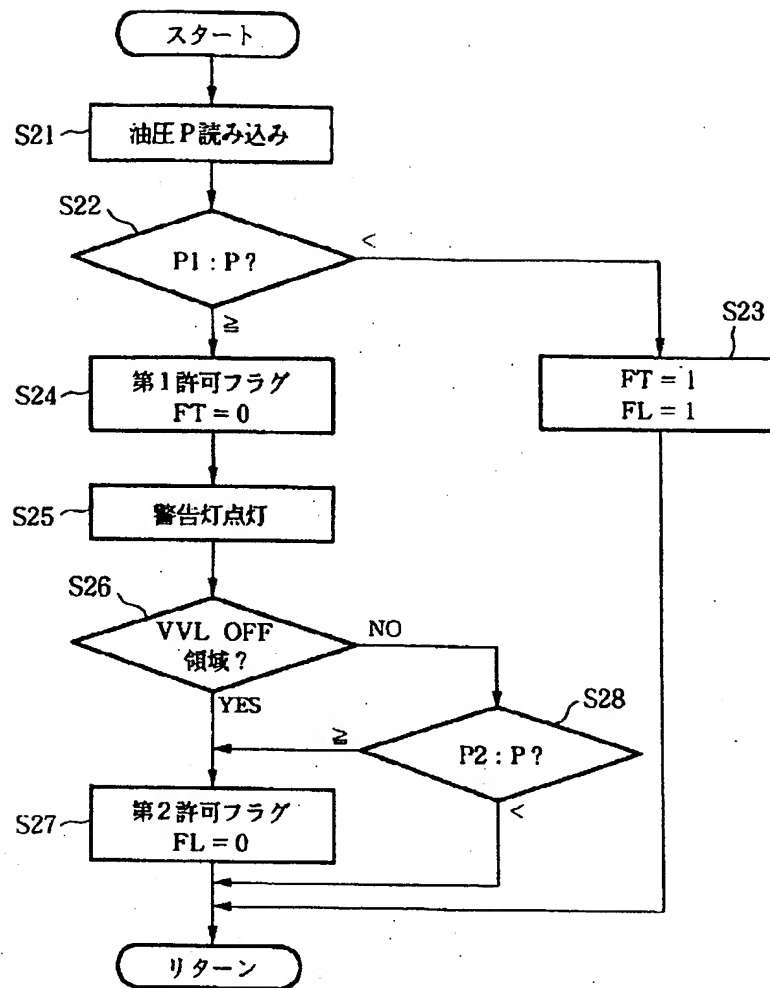
【図 6】



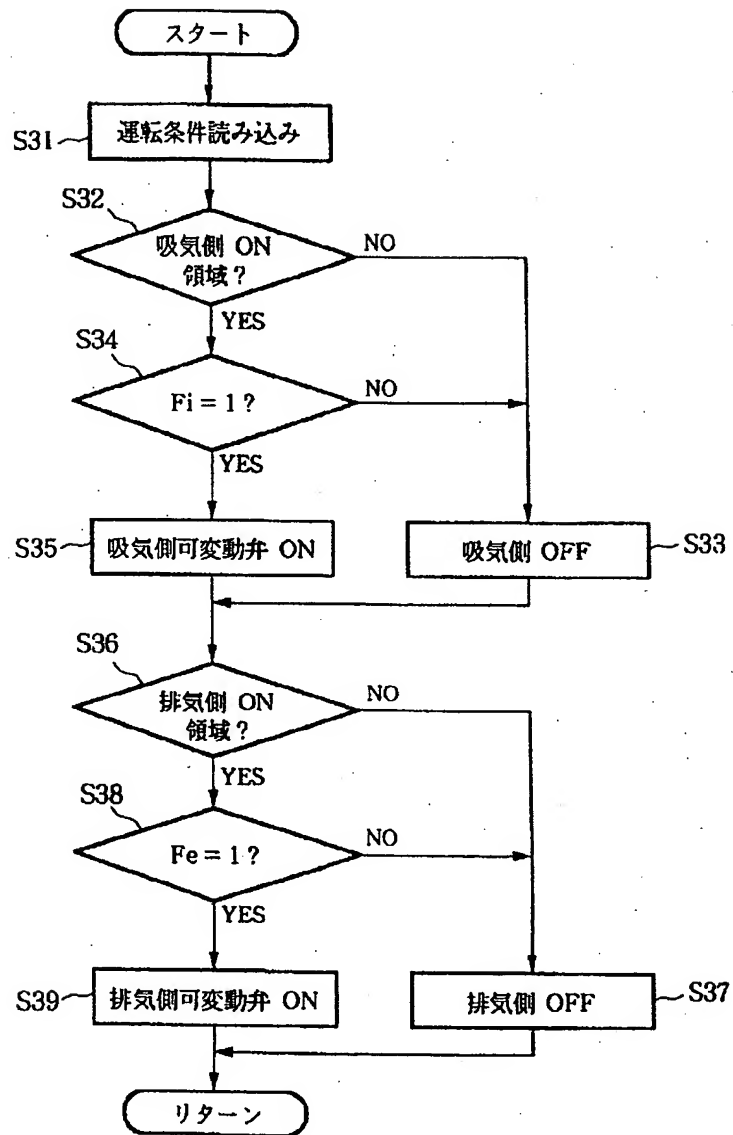
【図7】



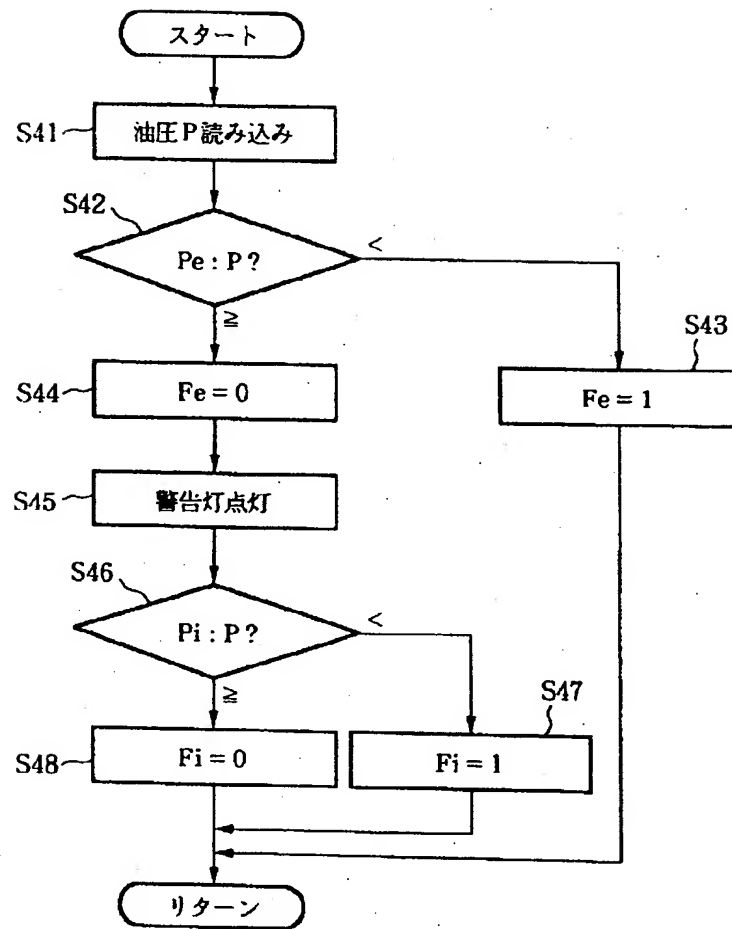
【図8】



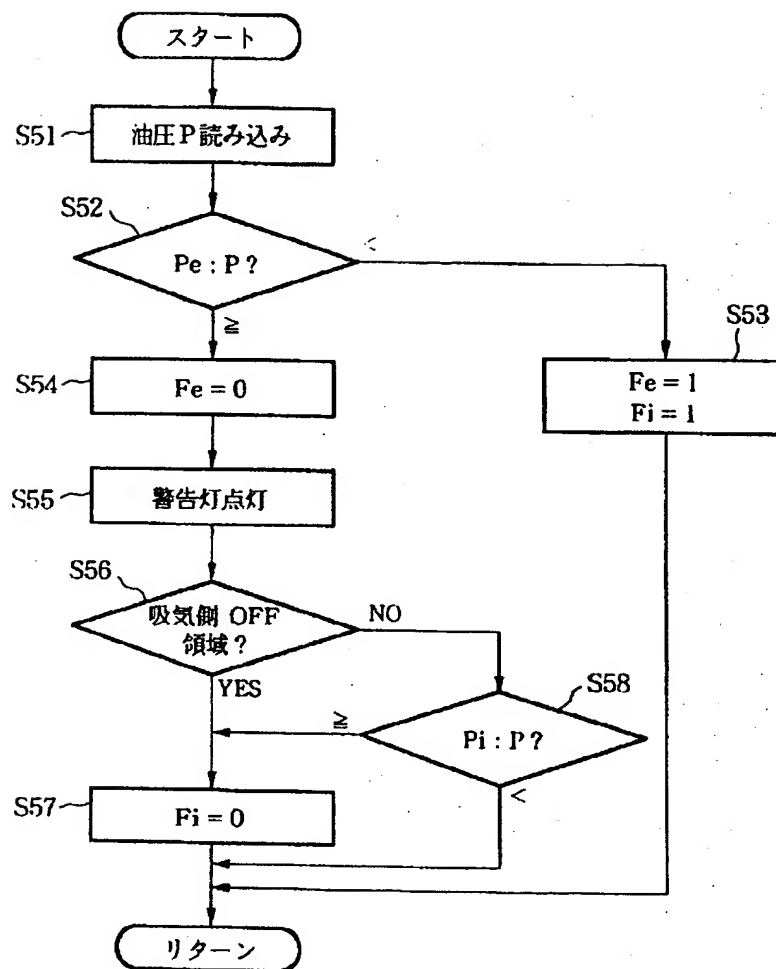
【図 9】



【図10】



【図11】



フロントページの続き

(72) 発明者 中村 信

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(19) Japan Patent Office (JP) (12) Laid Open Patent Publication (A) (11) Laid Open Patent Application Publication No.
 Japanese Laid Open Patent H08-177436
 (43) Publication date July 9, 1996

(51) Int. Cl⁵ ID Office Cont. No. FI Technical description

F01L 13/00 301 Y
 Y
 1/34 C
 F02D 13/02 H

Examination Apply No The number of claims 5 (total 14 pages)

(21) Appl. No. Patent Application
 H06-321853
 (22) Filing date December 26, 1994

(71) Applicant 000003997
 Nissan Motor Co., Ltd.
 2 Takara-cho, Kanagawa-ku, Yokohama,
 Kanagawa
 (72) Inventor Shinichi TAKEMURA
 c/o Nissan Motor Co., Ltd.
 2 Takara-cho, Kanagawa-ku, Yokohama,
 Kanagawa
 (72) Inventor Tetsuaki GOTO
 c/o Nissan Motor Co., Ltd.
 2 Takara-cho, Kanagawa-ku, Yokohama,
 Kanagawa
 (72) Inventor Shunji YAMADA
 c/o Nissan Motor Co., Ltd.
 2 Takara-cho, Kanagawa-ku, Yokohama,
 Kanagawa
 (74) Representative Fujiya SHIGA, Patent Attorney (and
 two others)

continued to the last page

(54) [Title of the invention]

Variable valve system device of internal combustion engine

(57) [Abstract]

[Objective]

To prevent malfunction by returning lubricating oil pressure to an initial state when it is excessively lowered and to prevent multiple variable valve system mechanisms from being simultaneously switched over and causing large torque fluctuations.

[Structure]

A valve lift adjustment mechanism 40 switches an intake valve drive cam between a low speed cam and a high speed cam by connecting/disconnecting a main rocker arm 1 / a sub rocker arm 2 according to operation conditions. A valve timing adjustment mechanism 70 relatively rotates a cam pulley 71 and a camshaft 72 synchronizing with a crankshaft to delay or advance the opening/closing time of the intake valve. Switchovers are performed by means of oil pressure changeover valves 45 and 79 based on oil pressure. When an oil pressure sensor 80 detects excessively lowered lubricating oil pressure, the oil pressure changeover valve 79 of the valve timing adjustment mechanism 70 is first switched OFF and, then, the oil pressure changeover valve 45 of the valve lift adjustment mechanism 40 is switched OFF.

[Claims]

[Claim 1]

A variable valve system device of internal combustion engine comprising:
multiple variable valve system mechanisms that change the valve lift property of intake or exhaust valves continuously or stepwise according to whether or not actuators receive oil pressure supply,
multiple oil pressure control valves that control oil pressure supply to the actuators of the variable valve system mechanisms,

a control means that outputs control signals to the oil pressure control valves according to engine operation conditions,

an oil pressure detection means that detects the lubricating oil pressure of the internal combustion engine, and

an oil pressure supply inhibition means that inhibits the oil pressure control valves from supplying oil pressure when a detected oil pressure is lower than a pre-determined oil pressure, characterized by the fact that:

among the multiple variable valve system mechanisms, multiple variable valve system mechanisms that possibly receive oil pressure supply under the same engine operation conditions have different pre-determined oil pressures.

[Claim 2]

The variable valve system device of internal combustion engine according to Claim 1 characterized by the fact that the variable valve system mechanism having valve lift properties changed continuously has a higher pre-determined oil pressure than a variable valve system mechanism having valve lift properties changed stepwise.

[Claim 3]

The variable valve system device of internal combustion engine according to Claim 2 characterized by the fact that the switching of the variable valve system mechanism having valve lift properties changed stepwise from the no oil pressure state to oil pressure supply state is inhibited while the oil pressure is lower than the pre-determined oil pressure of the variable valve system mechanism having valve lift properties changed continuously.

[Claim 4]

The variable valve system device of the internal combustion engine according to Claim 2 or 3 characterized by the fact that the variable valve system mechanism having valve lift properties changed continuously is a valve timing adjustment mechanism that changes the phase of a camshaft in relation to a crankshaft and the variable valve system mechanism having valve lift properties changed stepwise is a valve lift adjustment mechanism that selectively transfers the lift of one of the low speed and high speed cams to the intake/exhaust valves.

[Claim 5]

The variable valve system device of internal combustion engine according to Claim 1 characterized by the fact that both intake and exhaust valves are provided with the variable valve system mechanism and the variable valve system mechanism of the exhaust valves has a higher pre-determined oil pressure than the variable valve system mechanism of the intake valves.

[Detailed explanation of the invention]**[0001]****[Scope of the invention]**

The present invention relates to a variable valve system device that changes the valve lift properties of intake or exhaust valves (collectively termed intake/exhaust valves) of an internal combustion engine according to engine operation conditions.

[0002]**[Prior art technology]**

The variable valve system device of an internal combustion engine generally transfers cam lift to intake/exhaust valves via a rocker arm or a swing arm to push and open the intake/exhaust valves that are biased in the closing direction by valve springs. For example, preferable lift properties differ between low speed operation and high speed operation. Therefore, a variety of variable valve system devices that can change the valve lift properties according to operation conditions have been proposed. For example, in a structure disclosed in Japanese Laid-Open Patent Application S63-167016, low speed and high speed cams having different profiles are juxtaposed on a camshaft and a main rocker arm and a sub rocker arm driven by them are connected or disconnected as required. Generally, the high speed cam has a larger cam lift rate and a longer valve opening period than the low speed cam.

[0003]

Further, a variable valve system device having a valve timing adjustment mechanism with which the phase of the camshaft in relation to the crankshaft is changed to delay or advance the opening/closing of the intake/exhaust valves is in practical use in some prior art applications. In such a device, the valve lift properties are not changed in profile, i.e. the operation central angle (the crank angle at the center of the opening and closing periods).

[0004]

Further, a variable valve system device using a combination of the valve lift adjustment mechanism based on the cam changes and the valve timing adjustment mechanism has been proposed. Combining the two, the valve lift can be changed in size while the opening and closing times can be changed, further complying with requirements under different operation conditions.

[0005]

[Problems overcome by the invention]

The variable valve system mechanism such as the valve lift adjustment mechanism and the valve timing adjustment mechanism described above generally utilizes a hydraulic drive system switched over by supplying or suspending the lubricating oil pressure of an internal combustion engine to an actuator.

[0006]

When the temperature of the lubricating oil becomes excessively high, the lubricating oil has lower viscosity, which results in lowering the oil pressure supplied to the actuator and failing to ensure normal operation. It has been proposed that when the lubricating oil pressure becomes lower than a specific oil pressure, the oil pressure supply to the variable valve system mechanism is inhibited and the variable valve system mechanism is maintained in the initial state regardless of operating conditions (for example, Japanese Laid-Open Patent Application No. H05-2408).

[0007]

However, when the oil pressure supply to the variable valve system mechanism is abruptly stopped according to the lowered oil pressure in an internal combustion engine comprising multiple variable valve system mechanisms such as the valve lift adjustment mechanism and the valve timing adjustment mechanism described above, overall significantly large torque fluctuations occur, possibly causing the driver an unpleasant sensation.

[0008]

Particularly, when a mechanism that changes a valve lift property stepwise by switching between high speed and low speed cams is abruptly switched over, a step change in torque can be sensed.

[0009]

[Problem resolution means]

The present invention provides a variable valve system device of internal combustion engine comprising multiple variable valve system mechanisms that change the valve lift properties of intake or exhaust valves continuously or stepwise according to whether or not actuators receive oil pressure supply, multiple oil pressure control valves that control oil pressure supply to the actuators of the variable valve system mechanisms, a control means that outputs control signals to the oil pressure control valves according to engine operation conditions, an oil pressure detection means that detects the lubricating oil pressure of the internal combustion engine, and an oil pressure supply inhibition means that inhibits the oil pressure control valves from supplying oil pressure when a detected oil pressure is lower than a pre-determined oil pressure, characterized by the fact that among the multiple variable valve system mechanisms, multiple variable valve system mechanisms that possibly receive oil pressure supply under the same engine operation conditions have different pre-determined oil pressures.

[0010]

Particularly in the invention according to Claim 2, the variable valve system mechanism having valve lift properties changed continuously has a higher pre-determined oil pressure than the variable valve system mechanism having valve lift properties changed stepwise.

[0011]

In the invention according to Claim 3, the switching of the variable valve system mechanism having valve lift properties changed stepwise from the no oil pressure state to the oil pressure supply state is inhibited while the oil pressure is lower than the pre-determined oil pressure of the variable valve system mechanism having valve lift properties changed continuously.

[0012]

As described in Claim 4, the variable valve system mechanism having valve lift properties changed continuously is a valve timing adjustment mechanism that changes the phase of a camshaft in relation to a crankshaft and the variable valve system mechanism having valve lift properties changed stepwise is a valve lift adjustment mechanism that selectively transfers the lift of one of the low speed and the high speed cams to the intake/exhaust valves.

[0013]

In the invention according to Claim 5, both intake and exhaust valves are provided with the variable valve system mechanism and the variable valve system mechanism of the exhaust valves has a higher pre-determined oil pressures than the variable valve system mechanisms of the intake valves.

[0014]

[Efficacy]

With the structure according to Claim 1, when the lubricating oil pressure is excessively lowered while the actuators of the variable valve system mechanisms receive the oil pressure supply, the oil pressure supply to the variable valve system mechanisms is inhibited and the valve lift properties are changed. However, the pre-determined oil pressures for inhibiting the oil pressure supply are different; therefore, the oil pressure supply to the variable valve system mechanisms are inhibited. In other words, multiple variable valve system mechanisms are not simultaneously switched over as a result of a lowered oil pressure, alleviating torque fluctuations.

[0015]

Particularly in the invention according to Claim 2, when the oil pressure is lowered, the oil pressure supply to the variable valve system mechanism having valve lift properties changed continuously is stopped first and then, the oil pressure supply to the variable valve system mechanism having valve lift properties changed stepwise is stopped. With the valve lift properties being changed, the internal combustion engine power is reduced. When the lowered oil pressure is caused by an elevated oil temperature, the oil temperature may drop and the oil pressure may be recovered after the oil pressure supply to the first variable valve system mechanism is stopped. If the oil pressure is thus recovered, inevitably the variable valve system mechanism having valve lift properties changed stepwise is switched over.

[0016]

In the invention according to Claim 3, the oil supply is not resumed even if the operation conditions are changed when the oil pressure supply to the variable valve system mechanism having valve lift properties changed stepwise is suspended after the oil pressure supply to the former variable valve system mechanism having valve lift properties changed continuously is stopped.

[0017]

In the invention according to Claim 4, the valve timing adjustment mechanism changes the phase of a camshaft in relation to a crankshaft, changing the valve lift property stepwise. The valve lift adjustment mechanism selectively transfers the lift of one of the low speed and high speed cams to the intake/exhaust valves, changing the valve lift property stepwise.

[0018]

In the invention according to Claim 5, when the oil pressure is lowered, the oil pressure supply to the exhaust variable valve system mechanism having smaller influence on torque is first stopped and, then, the oil pressure supply to the intake variable valve system mechanism is stopped

[0019]

[Embodiments]

Embodiments of the present invention are described in detail hereafter with reference to the drawings.

[0020]

Fig.1 shows an embodiment of the variable valve system device having a valve lift adjustment mechanism 40 and a valve timing adjustment mechanism 70 as the variable valve system mechanism of intake valves 9.

[0021]

First, the valve lift adjustment mechanism 40 is described. As further shown in Figs. 2 and 3, each cylinder has a main rocker arm 1 for a pair of intake valves 9. The main rocker arm 1 is rotatably supported at the base end by a cylinder head 69 via a main rocker shaft 3 shared by the cylinders. Threaded through the main rocker arm 1 at the tip via nuts 11, adjusting screws 10 abut the stem tops of the intake valves 9.

[0022]

A roller 14 is rotatably supported by a shaft 13 via a needle bearing in the main rocker arm 1. A low speed cam 21 abuts the roller 14.

[0023]

The main rocker arm 1 has a nearly rectangular shape in a plane view. A sub rocker arm 2 is provided in an opening juxtaposed with the roller 14. The base end of the sub rocker arm 2 is relatively rotatably coupled to the main rocker arm 1 via a sub rocker shaft 16. The sub rocker shaft 16 is slidably fit into a bore 17 formed in the sub rocker arm 2 and pressed in a bore 18 formed in the main rocker arm 1.

[0024]

No part of the sub rocker arm 2 abuts the intake valves 9. As shown in Fig.3, at the top

end of the sub rocker arm 2 provided is a cam follower 23 that protrudes in an arc shape, over which a high speed cam 22 slides. Underneath, is provided a lost motion spring 25 that presses the cam follower 23 against the high speed cam 22.

[0025]

A cylindrical recesses 26 located directly below the sub rocker arm 2 for supporting the lost motion spring 25 is integrally formed in the main rocker arm 1. The lost motion spring 25 has a coil shape, of which the bottom end seats on the bottom face 26a of the recess 26 and the top end abuts a projection 28 integrally formed on the sub rocker arm 2 via a retainer 27 slidably fit in the recess 26.

[0026]

Integrally formed on a common cam shaft 72, the low speed cam 21 and high speed cam 22 have different shapes (including analogues different in size) that satisfy the valve lift properties required during the low speed and high speed engine operations, respectively. In this embodiment, as shown in Fig.5, the high speed cam 22 has a profile for a larger valve lift rate and a larger operation angle (a longer opening period) than the low speed cam 21.

[0027]

Plungers 33, 31, and 34 are slidably fit in the main rocker arm 1 and sub rocker arm 2 to appropriately couple the rocker arms 1 and 2. An oil pressure passage 43 is connected behind the plunger 33 serving as an actuator. A return spring 38 is provided behind the plunger 34.

[0028]

When the operation oil pressure through the oil pressure passage 43 is low, the plungers 33 and 31 are withdrawn into the sub rocker arm 2 and main rocker arm 1, respectively, because of the biasing force of the return spring 38, thus not interfering with their rocking movement. In other words, they are released. On the other hand, when the operation oil pressure through the oil pressure passage 43 is increased, the plungers 33 and 31 push the return spring 38 and slide into the main rocker arm 1 and sub rocker arm 2, and they are

rocked together.

[0029]

The oil pressure passage 43 is formed through the main rocker arm 1 and main rocker shaft 3. The discharge oil pressure of an oil pump 57 is introduced via an electromagnetic changeover valve 45 only during a specific high speed operation.

[0030]

The valve timing adjustment mechanism 70 is described hereafter. The valve timing adjustment mechanism 70 is provided between the camshaft 72 and cam pulley 71 to change their phases according to operation conditions, changing the opening/closing time of the intake valves 9. The cam pulley 71 receives the rotation force from a crankshaft (un-shown) via a timing belt 66.

[0031]

As shown in Fig.4, a cylindrical inner housing 65 is fixed at the end of the camshaft 72 via a bolt 64. A cylindrical outer housing 63 is rotatably fitted on the outer periphery of the inner housing 65, and the cam pulley 71 is integrally formed on the outer housing 63.

[0032]

An annular helical gear 73 is interposed between the inner and outer housings 65 and 63. The helical gear 73 has helical splines on the inner and outer peripheries. The helical splines are engaged with the outer periphery of the inner housing 65 and the inner periphery of the outer housing 63, respectively, by which as the helical gear 73 is axially moved, the inner housing 65 is rotated relatively to the outer housing 63 and the phase of the camshaft 72 is changed in relation to the cam pulley 71.

[0033]

A hydraulic chamber 75 is formed by the inner housing 65, outer housing 63, and helical gear 73, serving as an actuator. When the oil pressure force introduced in the hydraulic chamber 75 exceeds a pre-determined value, the helical gear 73 is axially moved from the

initial position against a return spring 74, and the camshaft 72 is rotated in the direction the opening/closing time of the intake valves 9 is advanced.

[0034]

When the helical gear 73 is in the initial position, the opening/closing time of the intake valves 9 is relatively delayed, as shown in the top and bottom sections of Fig.5. When the helical gear 73 is at the most shifted position, as shown in the middle section of Fig.5, the opening/closing time of the intake valves 9 is relatively advanced.

[0035]

The discharge oil pressure from the oil pump 57 is introduced into the hydraulic chamber 75 via a shaft bore 78 formed in the camshaft 72, an oil gallery 59 formed in a cylinder head 69, an orifice 77, and a main gallery 58 formed in a cylinder block 68.

[0036]

In order to appropriately release the oil pressure, an electromagnetic changeover switch 79 that is opened/closed according to engine operation conditions is provided at the other end of the camshaft 72. When not energized, the electromagnetic changeover switch 79 opens the shaft bore 78 as shown in the figure to lower the oil pressure introduced in the hydraulic chamber 75. When energized, the electromagnetic changeover switch 79 closes the shaft bore 78 to increase the oil pressure introduced in the hydraulic chamber 75.

[0037]

A control unit 51 that controls the energizing of the electromagnetic changeover switches 45 and 79 is provided as a control means for the valve lift adjustment mechanism 40 and valve timing adjustment mechanism 70.

[0038]

The control unit 51 receives engine rotation signals, engine load signals, cooling water temperature signals, supercharge pressure signals for intake gas of a supercharger,

lubricating oil temperatures and, based on the values detected, smoothly changes the valve lift property while preventing abrupt changes in engine torque.

[0039]

An oil pressure sensor 80 that detects the lubricating oil pressure is provided on the lubricating system of the internal combustion engine at an appropriate position. Detection signals from the oil pressure sensor 80 are supplied to the control unit 51. The lubricating oil pressure can be deduced based on other parameters in stead of directly detecting it as described above.

[0040]

Further, a warning light 81 is provided to attract attention of the driver when the oil pressure is lowered.

[0041]

Effects of the above embodiment are described hereafter.

[0042]

Fig.5 is an illustration showing the control over the valve lift adjustment mechanism 40 and valve timing adjustment mechanism 70 according to engine operation conditions. As shown in the figure, the valve lift adjustment mechanism 40 selects the high speed cam 22 and the valve timing adjustment mechanism 70 controls the opening/closing time for delay during the high speed engine operation, thereby increasing valve overlap. The high speed cam 22 is used when the electromagnetic changeover valve 45 of the valve lift adjustment mechanism 40 is ON and the low speed cam 21 is used when it is OFF. The opening/closing time is advanced when the electromagnetic changeover valve 79 of the valve timing adjustment mechanism 70 is ON and the opening/closing time is delayed when it is OFF. Consequently, the electromagnetic changeover valve 45 is ON and the electromagnetic changeover valve 79 is OFF during high speed engine operation.

[0043]

During low speed and high load engine operation, the electromagnetic changeover valve 45 is OFF and the electromagnetic changeover valve 79 is ON, at which time the low speed cam 21 is used and the opening/closing time is advanced.

[0044]

During the low speed and low load engine operation, the electromagnetic changeover valves 45 and 79 are OFF, and the low speed cam 21 is used and the opening/closing time is delayed.

[0045]

The electromagnetic changeover valves 45 and 79 are switched ON or OFF based on engine operation conditions or engine loads and rotation numbers with reference to a control map provided in the control unit 51. The electromagnetic changeover valves 45 and 79 are controlled based on individual control maps. In the rough classification of Fig.5, they are not ON at the same time. In practice, their ON periods partially overlap and they can be ON at the same time.

[0046]

On the other hand, the control unit 51 constantly monitors the lubricating oil pressure based on the oil pressure detected by the oil pressure sensor 80 as to whether the lubricating oil pressure is not excessively lowered. When the oil pressure is lower than a pre-determined oil pressure, the warning light 81 is turned on and the switching on of the electromagnetic changeover valves 45 and 79 is inhibited.

[0047]

Figs. 6 and 7 are flowcharts showing an actual control flow. Engine operation conditions such as engine load and rotation numbers are read in Step 1 of the main flowchart of Fig.6 and a determination is made as to whether or not they are in the ON range of the valve timing adjustment mechanism 70 or the electromagnetic valve 79 in Step 2. If they don't fall into the ON range, the electromagnetic changeover valve 79 is switched OFF in Step 3. On the other hand, if they are in the ON range, the state of a first authorization flag FT based on the oil pressure is checked in Step 4. The first authorization flag FT has "1" for

authorizing the electromagnetic changeover valve 79 to be switched ON or "0" for inhibiting the electromagnetic changeover valve 79 from being switched ON. Therefore, when the authorization FT is "1" in Step 4, the electromagnetic changeover valve 79 is switched ON in Step 5. When the authorization FT is "0," the electromagnetic changeover valve 79 is switched OFF in Step 3. In Step 6, a determination is made as to whether or not the engine operation conditions fall into the ON range of the valve lift adjustment mechanism 40 or the electromagnetic changeover valve 45. When they are in the ON range, the electromagnetic changeover valve 45 is switched ON provided that a second authorization flag FL is "1" for authorizing the ON (Steps 8 and 9). Otherwise, the electromagnetic changeover valve 45 is switched OFF in Step 7.

[0048]

The authorization flags FT and FL are set according to the flowchart in Fig.7. An oil pressure P detected by the oil pressure sensor 80 is read in Step 11. The oil pressure P is compared with a first pre-determined oil pressure P1 and a second pre-determined oil pressure P2 in Steps 12 and 16, respectively. When the actual oil pressure P is higher than the first pre-determined oil pressure P1, the first authorization flag FT is given "1" (Step 13). When it is not higher than the first pre-determined oil pressure P1, the first authorization flag FT is given "0" (Step 14) and the warning light 81 is turned on to indicate the lowered oil pressure (Step 15). Similarly, when the actual oil pressure P is higher than the second pre-determined oil pressure P2, the second authorization flag FL is given "1" (Step 17). When it is not higher than the second pre-determined oil pressure P2, the second authorization flag FL is given "0" (Step 18). The first pre-determined oil pressure P1 that inhibits the valve timing adjustment mechanism 70 or the electromagnetic changeover valve 79 from being switched ON is higher than the second pre-determined oil pressure P2 that inhibits the valve lift adjustment mechanism 40 or the electromagnetic changeover valve 45 from being switched ON.

[0049]

Therefore, when the oil pressure is excessively lowered, for example, because of elevated lubrication oil temperatures, the electromagnetic changeover valve 79 is first switched OFF and, then, the electromagnetic changeover valve 45 is switched OFF in this embodiment. The two electromagnetic changeover valves, or the valve timing adjustment

mechanism 70 and the valve lift adjustment mechanism 40, are switched over with a small time lag, not simultaneously, whereby alleviating torque fluctuations.

[0050]

When the valve timing adjustment mechanism 70 is switched OFF and the valve lift property is changed, the internal combustion engine power is reduced, preventing the lubricating oil temperature from being further elevated. In addition, the lubricating oil is urged to cool down. Therefore, when the lowered oil pressure is a result of elevated oil temperatures, the oil pressure may be recovered after the electromagnetic change over valve 79 of the valve timing adjustment mechanism 70 is switched OFF. In such a case, switching OFF the electromagnetic change over valve 45 of the valve lift adjustment mechanism 40 may be avoided. Particularly, the valve timing adjustment mechanism 70 having valve lift properties changed continuously is first switched OFF, further alleviating abrupt torque fluctuations. Consequently, switchover of the valve lift adjustment mechanism 40 having relatively large torque fluctuations can be avoided to the extent possible..

[0051]

Fig.8 shows another embodiment where the authorization flags FT and FL are set in a different manner. In this embodiment, oil pressure P detected by the oil pressure sensor 80 is read in Step 21 and compared with the first pre-determined oil pressure P1 in Step 22. Also in this embodiment, the first pre-determined oil pressure P1 that inhibits the electromagnetic changeover valve 79 from being switched ON is higher than the second pre-determined oil pressure P2 that inhibits the electromagnetic changeover valve 45 from being switched ON. If the actual oil pressure P is higher than the first pre-determined oil pressure P1, the first and the second authorization flags FT and FL are given "1" in Step 23. If it is not higher than the first pre-determined oil pressure P1, the first authorization flag FT is given "0" in Step 24 and the warning light 81 is turned on in Step 25. In Step 26, a determination is made as to whether or not the engine operation conditions fall into the OFF range of the valve lift adjustment mechanism 40 or the electromagnetic changeover valve 45. When they are in the OFF range, the second authorization flag FL is given "0" in Step 27. When they are not in the OFF range; namely, they are in the ON range, the oil pressure P is compared with the second pre-determined oil pressure P2 in Step 28. When it is not higher than the second

pre-determined oil pressure P2, the second authorization flag FL is given "0."

[0052]

In the event that the lubricating oil pressure is abnormally lowered in this embodiment, the electromagnetic changeover valve 79 of the valve timing adjustment mechanism 70 is returned to OFF and the internal combustion engine power is reduced as soon as $P1 \geq P$ is observed. The electromagnetic changeover valve 45 of the valve lift adjustment mechanism 40 stays ON while $P1 \geq P > P2$ provided that the operation conditions fall into the ON range of the electromagnetic changeover valve 45 of the valve lift adjustment mechanism 40. Once they are in the OFF range, the electromagnetic changeover valve 45 of the valve lift adjustment mechanism 40 is fixed to OFF. Therefore, no abrupt torque drop occurs in the internal combustion engine during the high speed driving, which otherwise produces an unpleasant sensation. Because the switching from OFF to ON is inhibited, a forced switching from ON to OFF is less likely to occur when $P2 \geq P$ is observed. Hence, unexpected torque fluctuations can be prevented to the extent possible.

[0053]

The present invention is described above using an embodiment in which the present invention is applied to an internal combustion engine having two variable valve system mechanisms on the intake part. The present invention can be applied to an internal combustion engine having a large number of variable valve system mechanisms. When three or more variable valve system mechanisms are used, those that may probably simultaneously operate under the same operation conditions are given different pre-determined oil pressures.

[0054]

The present invention can be applied to variable valve system mechanisms provided both on the intake part and on the exhaust part. Figs. 9 and 10 show the flowcharts of an embodiment where variable valve system mechanisms are provided both on the intake part and on the exhaust part. Fig.9 is a flowchart to control the electromagnetic changeover valves of the intake and exhaust variable valve system mechanisms. Similar to the flowchart of Fig.6 described above, the electromagnetic changeover valves are set for ON or OFF based on findings relating to the intake and exhaust ON ranges (Steps 32 and

36) and the findings relating to an intake authorization flag F_i and an exhaust authorization flag F_e (Steps 34 and 38).

[0055]

Fig.10 is a flowchart similar to that of Fig.7 to explain how the authorization flags F_i and F_e are set. An oil pressure P detected by the oil sensor 80 is read in Step 41 and compared with an exhaust pre-determined oil pressure P_e and an intake pre-determined oil pressure P_i in Steps 42 and 46, respectively. When the actual oil pressure P is higher than the exhaust pre-determined oil pressure P_e , the exhaust authorization flag F_e is given "1" (Step 43). When it is not higher than the exhaust pre-determined oil pressure P_e , the exhaust authorization flag F_e is given "0" and the warning light 81 is turned on (Steps 44 and 45). Similarly, when the actual oil pressure P is higher than the intake pre-determined oil pressure P_i , the intake authorization flag F_i is "1" (Step 47). When it is not higher than the intake pre-determined oil pressure P_i , the intake authorization flag F_i is "0" (Step 48). Here, the exhaust pre-determined oil pressure P_e for inhibiting the exhaust variable valve system mechanism from being switched ON is higher than the intake pre-determined oil pressure P_i for inhibiting the intake variable valve system mechanism from being switched ON.

[0056]

Therefore, when the lubricating oil pressure is abnormally lowered, the exhaust variable valve system mechanism is first returned to OFF and, then, the intake variable valve system mechanism is returned to OFF in this embodiment. Hence, the internal combustion engine power is reduced, preventing the oil temperature from going up, which otherwise may cause the lubrication oil pressure to drop. In this process, the exhaust and intake variable valve system mechanisms are switched over with a small time lag, not simultaneously, alleviating torque fluctuations. Particularly, the exhaust variable valve system mechanism having less influence on torque is first switched OFF, which causes the driver less unpleasant sensation.

[0057]

Fig.11 shows another embodiment of setting the authorization flags F_i and F_e . In this embodiment, similarly to Fig.8, an oil pressure P detected by the oil sensor 80 is read in

Step 51 and compared with the exhaust pre-determined oil pressure P_e in Step 52. Also in this embodiment, the exhaust pre-determined oil pressure P_e for inhibiting the exhaust variable valve system mechanism from being switched ON is higher than the intake pre-determined oil pressure P_i for inhibiting the intake variable valve system mechanism from being switched ON. When the actual oil pressure P is higher than the exhaust pre-determined oil pressure P_e , the exhaust and intake authorization flags F_e and F_i are given "1" in Step 53. When it is not higher than the exhaust pre-determined oil pressure P_e , the exhaust authorization flag F_e is given "0" in Step 54 and the warning light 81 is turned on in Step 55. Then, in Step 56, a determination is made as to whether or not the operation conditions fall into the OFF range of the electromagnetic changeover valve of the intake variable valve system mechanism. When they are in the OFF range, the intake authorization flag F_i is given "0" in Step 57. When they are not in the OFF range; namely, they are in the ON range, the oil pressure P is compared with the intake pre-determined oil pressure P_i in Step 58. When it is not higher than the intake pre-determined oil pressure P_i , the intake authorization flag F_i is given "0" in Step 57.

[0058]

In the event that the lubricating oil pressure is abnormally lowered in this embodiment, the exhaust variable valve system mechanism having less influence on torque is returned to OFF and the internal combustion engine power is reduced as soon as $P_e \geq P$ is observed. The intake variable valve system mechanism stays ON while $P_e \geq P > P_i$ provided that the operation conditions fall into the ON range of the intake variable valve system mechanism. Once they are in the OFF range, the intake variable valve system mechanism is fixed to OFF. Therefore, no abrupt torque drop occurs in the internal combustion engine during the high speed driving, which otherwise yields unpleasant sensation. Because switching from OFF to ON is inhibited, a forced switching from ON to OFF less likely occurs when $P_i \geq P$ is observed, thereby preventing unintended torque fluctuations.

[0059]

[Efficacy of the invention]

As apparent from the description above, in the present invention, when the lubricating oil pressure is excessively lowered, the variable valve system mechanisms are returned to their initial states, preventing malfunction due to insufficient oil pressure. To do so,

multiple variable valve system mechanisms are successively switched over based on the oil pressure, and not simultaneously, alleviating torque fluctuations.

[0060]

Particularly in the invention according to Claim 2, the variable valve system mechanism having valve lift properties changed continuously is switched over first and, then, the variable valve system mechanism having valve lift properties changed stepwise is switched over later, further alleviating torque fluctuations. The oil pressure may be recovered because of the reduced power, avoiding to the extent possible switching over a variable valve system mechanism having valve lift properties changed stepwise.

[0061]

In the invention according to Claim 3, the oil pressure supply to the variable valve system mechanism having valve lift properties changed stepwise is inhibited, preventing a subsequent unexpected switching from happening.

[0062]

Particularly, where a mechanism to switch between the low speed and high speed cams for changing the valve lift property is used as is in Claim 4, preventing the switching of the mechanism in association with the lowered oil pressure as much as possible leads to preventing abrupt torque fluctuations.

[0063]

In the invention according to Claim 5, the exhaust part having less influence on torque is first switched over, reducing torque fluctuations.

[Brief explanation of the drawings]

Fig.1 is an illustration showing an embodiment of the variable valve system mechanism according to the present invention.

Fig.2 is an enlarged plane view of the rocker arm part.

Fig.3 is a cross-sectional view of the rocker arm part.

Fig.4 is a cross-sectional view of the valve timing adjustment mechanism.

Fig.5 is an illustration showing the valve lift property of the embodiment.

Fig.6 is a flowchart showing the control flow over the variable valve system mechanisms according to engine operation conditions.

Fig.7 is a flowchart showing the process to set the authorization flags based on the oil pressure.

Fig.8 is a flowchart showing another embodiment.

Fig.9 is a flowchart showing an embodiment where the variable valve system mechanism is provided both on the intake valve part and on the exhaust valve part.

Fig.10 is a flowchart showing the process to set the intake and exhaust authorization flags based on the oil pressure.

Fig.11 is a flowchart showing another embodiment of setting the intake and exhaust authorization flags.

[Legend]

40 ... valve lift adjustment mechanism

45 ... electromagnetic changeover valve

51 ... control unit

70 ... valve timing adjustment mechanism

79 ... electromagnetic changeover valve

80 ... oil pressure sensor

[Fig.1]

40 ... valve lift adjustment mechanism
 45 ... electromagnetic changeover valve
 51 ... control unit
 70 ... valve timing adjustment mechanism
 79 ... electromagnetic changeover valve
 80 ... oil pressure sensor
 81 ... warning light
 (below the control unit (51))
 load, rotation number

[Fig.2]

[Fig.3]

[Fig.4]

[Fig.5]

operation condition	electromagnetic changeover valve 79	electromagnetic changeover valve 45	valve lift property	
low speed and low load	OFF	OFF	exhaust valve	intake valve
low speed and high load	ON	OFF	exhaust valve	intake valve
high speed	OFF	ON	exhaust valve	intake valve

[Fig.6]

START

S1 read operation conditions
 S2 VTC ON range ?
 S3 changeover valve 79 OFF
 S4 FT = 1 ?
 S5 changeover valve 79 ON
 S6 VVL ON range ?
 S7 changeover valve 45 OFF
 S8 FL = 1 ?
 S9 changeover valve 45 ON

RETURN

[Fig.7]

START

S11 read oil pressure P

S12 $P1 : P ?$

S13 $FT = 1$

S14 first authorization flag $FT = 0$

S15 warning light turned on

S16 $P2 : P ?$

S17 $FL = 1$

S18 first authorization flag $FL = 0$

RETURN

[Fig.8]

START

S21 read oil pressure P

S22 $P1 : P ?$

S23 $FT = 1, FL = 1$

S24 first authorization flag $FT = 0$

S25 warning light turned on

S26 VVL OFF range ?

S27 second authorization flag $FL = 0$

S28 $P2 : P ?$

RETURN

[Fig.9]

START

S31 read operation conditions

S32 intake ON range ?

S33 intake OFF

S34 $Fi = 1 ?$

S35 intake variable valve ON

S36 exhaust ON range ?

S37 exhaust OFF

S38 $Re = 1 ?$

S39 exhaust variable valve ON

RETURN

[Fig.10]

START

S41 read oil pressure P
S42 $P_e : P ?$
S43 $F_e = 1$
S44 $F_e = 0$
S45 warning light turned on
S46 $P_i : P ?$
S47 $F_i = 1$
S48 $F_i = 0$
RETURN

Continued from the front page

(72) Inventor Makoto NAKAMURA

c/o Nissan Motor Co., Ltd.

2 Takara-cho, Kanagawa-ku, Yokohama, Kanagawa